

Ю.О. САХНО, д-р. техн. наук. проф., ЧДТУ, Чернігів;

Є.Ю. САХНО, д-р. техн. наук. проф., ЧДІЕУ, Чернігів;

Г.І. ТУР, ст. викл., ЧДІЕУ, Чернігів;

Я.В. ШЕВЧЕНКО, ст. викл., ЧДІЕУ, Чернігів

МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ РАДІАЛЬНОЇ СТАБІЛІЗАЦІЇ ПОЛОЖЕННЯ КОЛІНВАЛА В МОДЕРНІЗОВАНІЙ ГІДРООПОРІ

Побудовано розрахункову модель модернізованої гідросистеми двигуна внутрішнього згорання автомобіля. Розглянуто рух колінвала без урахування обертаючого моменту в радіальному напрямку. Отримано рівняння залежностей переміщення, швидкості та прискорення колінвала від часу спрацювання модернізованої системи живлення гідростатичної опори.

Построена расчетная модель модернизированной гидросистемы двигателя внутреннего сгорания автомобиля. Рассмотрен процесс перемещения коленвала без учета вращающего момента в радиальном направлении. Получены уравнения зависимости перемещения, скорости и ускорения от времени срабатывания модернизированной системы питания гидростатической опоры.

A calculation model of the modernized hydraulic internal combustion engine vehicle. A movement without regard to crankshaft torque in the radial direction. The equation dependencies displacement, velocity and acceleration of the crankshaft-time operation system upgrading power hydrostatic bearing.

Вступ. Відомо, що при роботі під навантаженням двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) автомобіля відбувається радіальне зміщення колінчастого вала в гідроопорі, що викликає знос корінних та шатунних шийок, несучих сегментів гідростатичної опори і призводить до металевого контакту у спряженні колінвал – гідроопора, наслідком чого є вихід зі строю двигуна.

Аналіз літератури. Для компенсації зміщення вала під навантаженням розроблена [1] модернізована система живлення гідроопор, яка автоматично подає до опори додатковий об'єм рідини, що стабілізує радіальне положення колінвала. При моделюванні положення колінчастого вала з урахуванням модернізованої системи живлення опор необхідно визначити його переміщення, швидкість і прискорення, що необхідне для вибору параметрів руху робочої рідини, яка додатково подається в кишені гідростатичних підшипників.

Відомо, що при роботі двигуна внутрішнього згорання автомобіля, сумарні сили, діючі в кривошипно-шатунному механізмі, визначаються шляхом складання алгебраїчної суми сил від дії газів і сил інерції зворотно-поступального руху мас [2, 3]:

$$P = P_g + P_f. \quad (1)$$

При цьому сила тиску газів на поршень визначається за формулою:

$$P_g = (p_g - p_0)F_{\Pi},$$

де $(p_g - p_0)$ – різниця тиску в циліндрі; F_{Π} – площа поршня.

Сила інерції від зворотно-поступального руху мас визначається за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_j і j – відповідно маса і прискорення рухомих частин: R – радіус центру мас; ω – кутова швидкість обертання; φ – кут відхилення шатуна в початковий момент прискорення від положення верхньої мертвої точки (ВМТ); λ – коефіцієнт, який залежить від відношення радіуса обертання кривошипа до довжини шатуна.

Запишемо відцентрову силу інерції рухомих мас, що обертаються: $K_R = -m_R R \omega^2$, де m_R – маса частин, що обертаються. Сила інерції K_R є результуючою двох сил: сил інерції мас шатуна і кривошипа, що обертаються навколо осі. Сумарна сила P з формули (1) направлена по осі циліндра і прикладена до осі поршневого пальця. Дія від сили P передається на стінки циліндра перпендикулярно його осі з силою N , і на шатун в напрямку його осі з силою S . Сила N діє перпендикулярно до осі і визначається як $N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$. Сила S діє вздовж шатуна і вважається позитивною, якщо його стискає, і негативною, якщо його розтягує; вона визначається за формулою:

$$S = P \frac{1}{\cos \beta}.$$

Від дії сили S на шатунну шийку виникають дві складові: сила K_R , яка направлена по радіусу обертання кривошипа

$$K_R = P \frac{\cos(1 + \beta)}{\cos \beta},$$

і тангенціальна T , направлена по дотичній до кола радіусу кривошипа

$$T = P \frac{\sin(1 + \beta)}{\cos \beta}.$$

При цьому результуюча сила, що діє на корінну шийку [4], визначається геометричним складанням сил, рівних, але протилежних по напрямку силам, які передаються від двох суміжних колін $R_{ки} = \vec{R}_{k_i} + \vec{R}_{k_{(i+1)}}$.

Постановка задачі. Однією з пріоритетних задач даної роботи є розрахунок модернізованої системи живлення гідростатичної опори з урахуванням переміщення колінвала під навантаженням в початковий момент роботи ДВЗ в момент спрацювання керуючого золотника.

Фізична та математична моделі. Для компенсації результуючої сили в гідростатичній опорі колінвала (при його перевантаженнях) пропонується модернізована система живлення гідростатичних опор, в якій у момент найбільшого зміщення колінвала під навантаженням в опору від додаткового насоса $H2$ подається додатковий об'єм рідини змащування (рис. 1). Внаслідок

док чого в кишенях опори формується тиск від двох насосів

$$P_{\Sigma} = P_{H1} + P_{H2},$$

який і компенсує силу $R_{ки}$, що діє на корінну шийку. Розглядаючи замкнуту гідростатичну опору з дросельним регулюванням можна визначити алгебраїчну суму зовнішнього навантаження P_3 і реакцію з боку тиску рідини в кишенях, від яких залежить прискорення ротора в опорі.

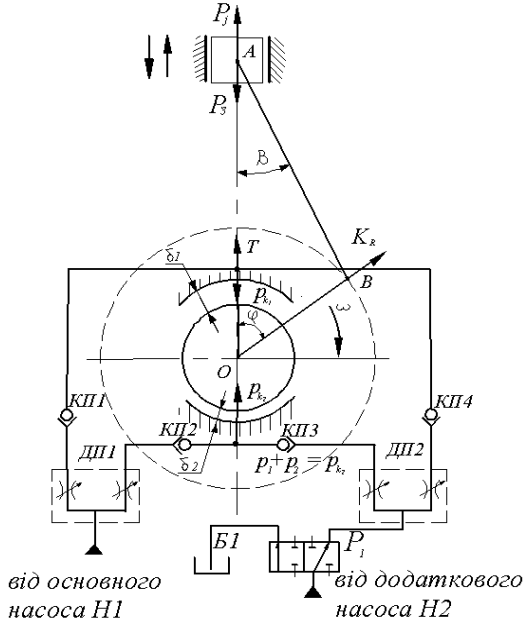


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідросистеми.

Розглядаючи рух кривошипа без врахування обертаючого моменту, його переміщення в радіальному напрямі описується рівнянням динамічної рівноваги (рис. 1):

$$\frac{m \cdot d^2 h}{dt^2} = P_3 + p_{k1} \cdot F_1 - (p_1 + p_2) \cdot F_2 + T_1, \quad (2)$$

де m – маса рухомих частин; $d^2 h / dt^2$ – прискорення рухомих частин; p_{k1} – тиск в кишені 1 гідроопори; T_1 – сила рідинного тертя; P_3 – сила зовнішнього навантаження; h – переміщення корінної шийки колінвала відносно осі гідроопори; t – час; $p_1 + p_2 = p_{k2}$ – сумарний тиск в кишені 2 гідроопори від насоса $H1$ і додаткового $H2$.

При цьому зміна тиску на радіусі r в кишені з додатковою системою подачі рідини визначається рівнянням:

$$\frac{dp}{dr} = \frac{6\mu(Q_1 + Q_2)}{\pi \cdot r \cdot h_1^3}, \quad (3)$$

де p – тиск рідини в кишені; $Q_1 + Q_2$ – алгебраїчна сума витрат рідини від двох насосів (Q_1 – від насоса $H1$, Q_2 – від насоса $H2$) у момент спрацювання керуючого золотника.

Розв'яжемо рівняння (2) відносно зміни сумарного тиску в опорі від часу спрацювання системи $d(p_1 + p_i)/dt$.

Зміну тиску p_{k1} приймаємо виходячи з роботи [5]: $p_{k1} = k_3 h_0 + g$, де k_3 і g – відповідно коефіцієнти нелінійності і поправочний коефіцієнт для ділянок прямої лінії, що проходить через задані точки; h_0 – діаметральне значення зміни розмірів щілини на Δh .

Силу рідинного тертя T_1 визначимо як $T_1 = k_1 dh'/dt$, де k_1 – приведений коефіцієнт лінійної залежності сил тертя від швидкості. Тоді рівняння (2) приймає наступний вигляд:

$$\frac{m \cdot d^2 h}{dt^2} = (p_1 + p_2) \cdot F_2 - (k_3 h_0 + g) F_1 + k_1 \frac{dh_0}{dt} - P_B, \quad (4)$$

де $F_1 = F_2 = F$.

Звідки:

$$p_1 + p_2 = \frac{m}{F_2} \frac{d^2 h_0}{dt^2} - \frac{k_1}{F_2} \frac{dh_0}{dt} + \frac{P_B}{F_2} + \frac{(k_3 h_0 + g) F_1}{F_2}. \quad (5)$$

Після диференціювання рівняння (5) отримаємо:

$$\frac{d(p_1 + p_2)}{dt} = \frac{m}{F_2} \frac{d^3 h_0}{dt^3} - \frac{k_1}{F_2} \frac{d^2 h_0}{dt^2} + k_3 \frac{dh_0}{dt}. \quad (6)$$

Рівняння нерозривності потоку з врахуванням стисливості рідини має вигляд [5]:

$$(Q_2 - k_y p_{k2}) \cdot dt = \beta V_0 dp_{k2} + F_2 dh', \quad (7)$$

де Q_2 – витрата рідини в силовій кишені; k_y – коефіцієнт втрат рідини через щілини опори; β – коефіцієнт стисливості рідини; h' – величина переміщення валу; F_2 – ефективна площа кишені.

Підставляючи значення $p_{k2} = p_1 + p_2$ з формули (5) в вираз (7), отримуємо:

$$\begin{aligned} Q_2 - k_y \left(\frac{m}{F_2} \frac{d^2 h_0}{dt^2} - \frac{k_1}{F_2} \frac{dh_0}{dt} + \frac{P_B}{F_2} + \frac{(k_3 h_0 + g) F_1}{F_2} \right) = \\ = \beta V_0 \left(\frac{m}{F_2} \frac{d^3 h_0}{dt^3} - \frac{k_1}{F_2} \frac{d^2 h_0}{dt^2} + k_3 \frac{dh_0}{dt} \right) + F_2 \frac{dh_0}{dt}. \end{aligned} \quad (8)$$

Після перетворення рівняння (8) маємо:

$$\begin{aligned} \beta V_0 \frac{m}{F_2} \frac{d^3 h_0}{dt^3} + k_y \frac{m}{F_2} - \beta V_0 \frac{k_1}{F_2} \frac{d^2 h_0}{dt^2} + \beta V_0 k_3 + \frac{k_y k_1}{F_2} + F_2 \frac{dh'}{dt} - k_y k_3 h_0 = \\ = k_y \frac{P_B}{F} + k_y g - Q; \end{aligned} \quad (9)$$

Позначаємо $\beta V_0 (m/F_2) = a_0$; $-\beta V_0 (k_1/F_2) = a_1$; $\beta V_0 k_3 + k_y k_1/F_2 + F_2 = a_2$; $k_y k_3 = a_3$; $k_y P_B/F + k_y g - Q = b$.

Тоді після перетворення виразу (9) отримаємо:

$$a_0 \frac{d^3 h_0}{dt^3} + a_1 \frac{d^2 h_0}{dt^2} + a_2 \frac{dh_0}{dt} + a_3 h_0 = b. \quad (10)$$

Для розв'язку рівняння (10), розділимо всі його складові на a_0 , тоді вираз приймає вигляд:

$$\frac{d^3 h_0}{dt^3} + \frac{a_1}{a_0} \frac{d^2 h_0}{dt^2} + \frac{a_2}{a_0} \frac{dh_0}{dt} + \frac{a_3}{a_0} h_0 = \frac{b}{a_0}. \quad (11)$$

Вводимо позначення: $dh_0/dt = y'$; $a_1/a_0 = p_1$; $a_2/a_0 = p_2$; $b/a_0 = p$, тоді рівняння (11) запишеться у вигляді лінійного неоднорідного рівняння третього порядку з постійними коефіцієнтами:

$$y''' + p_1 y'' + p_2 y' = p. \quad (12)$$

Відомо, що загальний інтеграл лінійного неоднорідного рівняння дорівнює сумі будь-якого його власного інтеграла y' і загального інтеграла того ж однорідного рівняння (при $p = 0$) [6], тому для вирішення (12) з постійними коефіцієнтами p_i необхідно знайти функції u і y_1 , або: $y = u + y_1$.

Знаходимо загальний інтеграл u однорідного рівняння

$$y''' + p_1 y'' + p_2 y' = 0.$$

Його характеристичне рівняння матиме вигляд:

$$k^3 + p_1 k^2 + p_2 k = 0 \quad \text{або} \quad k \cdot (k^2 + p_1 k + p_2) = 0.$$

При цьому отримуємо один корінь при $k_0 = 0$, а два інших будуть дійсними або комплексними, від чого залежатиме загальний вигляд інтеграла u .

Нехай дискримінант $D = p_1^2 - 4p_2 > 0$, тоді корні характеристичного рівняння k_2 і k_3 дійсні.

У цьому випадку загальний інтеграл u буде мати вираз:

$$u = c_1 e^{k_1 t} + c_2 e^{k_2 t} + c_3 e^{k_3 t} = c_2 e^{k_2 t} + c_3 e^{k_3 t} + c_1. \quad (13)$$

У разі, якщо $D = p_1^2 - 4p_2 < 0$, характеристичне рівняння має два різні комплексні кореня $k_{2,3} = 2 \pm \beta i$. Тоді загальний вигляд рішення буде:

$$u = c_1 e^{k_1 t} + e^{mt} (c_2 \cdot \cos \beta t + c_3 \cdot \sin \beta t). \quad (14)$$

І у випадку, якщо $D = 0$, то $k_2 = k_3 = m$, корені кратні і рішення матиме вигляд:

$$u = c_1 e^{K_1 t} + e^{mt} (c_2 + c_3 t). \quad (15)$$

Далі знаходимо власне рішення неоднорідного рівняння, в якому права його частина багаточлен, тому $y_1 = Ax$. Продиференціювавши, знаходимо значення $y' = A, y'' = 0, y''' = 0$, і підставляючи значення y_1, y_1', y_1'', y_1''' в рівняння (10) отримуємо: $p_2 A = p$; $A = p/p_2$; $y_1 = (p/p_2)x$.

Таким чином, загальний інтеграл даного неоднорідного рівняння $y = u + y_1$ залежатиме від характеру коренів характеристичного рівняння:

1) якщо корені дійсні і різні, то:

$$y = c_2 e^{k_2 t} + c_3 e^{k_3 t} + c_1 + (p/p_2)t; \quad (16)$$

2) якщо характеристичне рівняння має комплексні корені, тоді:

$$y = c_1 + e^{\alpha t} (c_2 \cdot \cos \beta t + c_3 \cdot \sin \beta t) + \frac{p}{p_2} t; \quad (17)$$

3) якщо корені кратні, то загальне рішення буде:

$$y = c_1 + e^{mt} [(c_2 + c_3 t) + (p/p_2)t]. \quad (18)$$

Таким чином, змінюючи значення тиску в кишені гідроопори p_{k1} і $p_{k2} = p_1 + p_2$ можна визначити величину $y' = dh_0/dt$, зміни зазору в опорі з часом, тобто переміщення, швидкість і прискорення колінвала з врахуванням підведення додаткового тиску рідини в кишеню гідроопори.

Результати моделювання. У роботі [5] визначена залежність зміни тиску в кишені гідростатичної опори від переміщення осі корінної шийки кривошипа відносно центру підшипника. Ця залежність представлена на рис. 2, на ньому виділено три ділянки зміни руху. При цьому, на першій ділянці, $h_0 = 0 \div 0,007$, де тиск буде $p_{k1} = -80 \cdot h_0 + 17,9$. Для прямої **b** на ділянці II, при $h_0 = 0,007 \div 0,0076$, отримали $p_{k1} = 600 \cdot h_0 + 30,3$. І для прямої **c** ділянки III, при $h_0 = 0,0076 \div 0,008$ отримуємо: $p_{k1} = 77 \cdot h_0 \cdot 01^3 - 5837$.

Вирішуємо рівняння (11), підставляючи постійні a_0, a_1, a_2, a_3, b і диференціюючи рівняння (11) для кожної з трьох ділянок графіка рис. 2 при наступних значеннях:

$$\beta = 5,8 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{Н}; P_B = 3 \text{ кН}; F = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; V_0 = 32,5 \text{ см}^3;$$

$$m = 9,7 \cdot 10^{-3} \text{ кГс} \cdot \text{с}/\text{см}; Q = 58,33 \text{ см}^3/\text{с}; k_y = 1,3 \text{ кГс} \cdot \text{с}/\text{см};$$

$$k_1 = 233,62 \cdot 10^{-6} \text{ кГс} \cdot \text{с}/\text{см}.$$

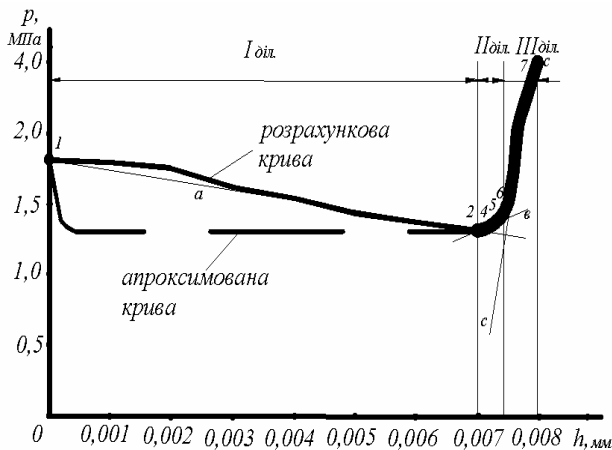


Рисунок 2 – Графік залежності $p_k = f(h_0)$.

Тоді для ділянки I коефіцієнти будуть дорівнювати: $k_3 = 4,3$, $a_0 = 26,4 \cdot 10^{-7}$, $a_1 = 1,7 \cdot 10^{-3}$, $a_2 = 7,5$, $a_3 = 5,59$, $b = 32,14$ і рівняння (11) приймає вигляд:

$$26,4 \cdot 10^{-7} \frac{d^3 h}{dt^3} + 1,7 \cdot 10^{-3} \frac{d^2 h}{dt^2} + 7,5 \frac{dh}{dt} + 5,59 h = 32,14.$$

Відповідно для ділянки II: $a_0 = 26,4 \cdot 10^{-7}$, $a_1 = 1,7 \cdot 10^{-3}$, $a_2 = 7,5$, $a_3 = 780$, $b = 86,68$, $k_3 = 600$ і рівняння (11) набуває вигляду:

$$26,4 \cdot 10^{-7} \frac{d^3 h}{dt^3} + 1,7 \cdot 10^{-3} \frac{d^2 h}{dt^2} + 7,5 \frac{dh}{dt} + 780 h = 86,68.$$

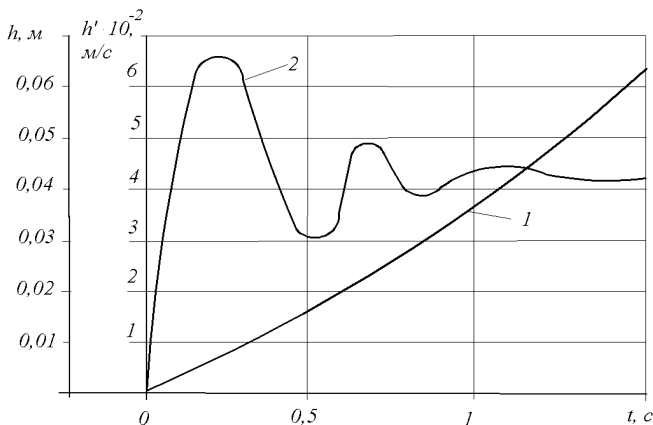


Рисунок 3 – Залежність переміщення та швидкості від часу спрацювання від обох насосів: 1 – переміщення, 2 – швидкість.

І для ділянки ІІІ при $a_3 = 11446$, $b = 902,4$ буде:

$$26,4 \cdot 10^{-7} \frac{d^3 h}{dt^3} + 1,7 \cdot 10^{-3} \frac{d^2 h}{dt^2} + 7,5 \frac{dh}{dt} + 11446h = 902,4.$$

Розв'язок рівнянь проводимо за допомогою ПЕОМ, для чого представимо їх в зручному для розрахунку вигляді:

$$h''' = 1,21 \cdot 10^{-7} - 643,93h'' - 2840909h' - 2117424,2h;$$

$$h''' = 3,28 \cdot 10^{-7} - 643,93h'' - 2840909h' - 2,95 \cdot 10^8 h;$$

$$h''' = 3,418 \cdot 10^{-8} - 643,93h'' - 2840909h' - 4,3 \cdot 10^9 h.$$

Початкові умови розрахунку приймаємо такі: $t_0 = 0$; $h_0 = 0$; $h'_0 = 0$; $h''_0 = 0$; час t змінюється від 0 до 2 секунд. За отриманими даними будуємо графіки залежності переміщення і швидкості валу від часу рис. 3.

З графіків видно, що період перехідного процесу переміщення вала знаходиться в межах 1,5 с. В момент запуску чи перевантаження ДВЗ, при спрацюванні додаткової системи живлення від насосу $H2$ відбувається стабілізація положення колінвала в гідроопорі, після чого система вимикається і опора працює в нормальному режимі.

Перспективи подальших досліджень. Для подальших досліджень авторами планується проведення експерименту та перевірка роботи розробленої системи з використанням дільника потоку на відповідність розробленій математичній моделі.

Висновки. В результаті отримано рівняння руху колінвала двигуна внутрішнього згорання автомобіля з урахуванням роботи додаткової системи живлення гідростатичного підшипника.

Також визначено швидкість і переміщення валу у початковий момент часу при спрацюванні керуючого золотника та подачі додаткового об'єму рідини змащування в гідростатичну опору.

Список літератури: 1. *Сахно Ю.О., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В., Бойко С.В.* Модернізація системи змащування підшипників колінчатого валу // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. – Чернігів. 2008. – № 34, Технічні науки – С. 95 – 99. 2. *Алексеев В.П., Грехов Л.В. и др.* Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под общ. ред. *А.С. Орлина*. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с. 3. *Гоц А.И.* Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. / учебное пособие. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с. 4. *Вырубов Д. Н. и др.* Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей – М.: Машиностроение, 1983. – 164 с. 5. *Сахно Ю.О., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В.* Стабілізація положення кривошипа під навантаженням в гідростатичній опорі // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. – № 10. Том 9. – С. 26 – 35. 6. *Выгодский М.Я.* Справочник по элементарной математике / Государственное издательство физико-математической литературы. Москва. 1960. – 412 с.

Надійшла до редколегії 13.03.2012